

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukční návrh dvoj kola

Design of Tandem Bicycle

Student: Roman Golik

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Tadeáš Szlachta, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Roman Golik**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Konstrukční návrh dvojkola
Design of a Tandem Bicycle**

Zásady pro vypracování:

- Navrhnete dvojkolo pro tyto požadavky:
 - na kole může jezdit jedna nebo dvě osoby,
 - kolo má sloužit pouze pro jízdu na silnicích, ne v terénu,
 - hmotnost jedné osoby maximálně 90 kg.
- Provedte přehled možných řešení, výběr varianty, zdůvodnění a návrh.
- Nakreslete sestavný výkres a vybraný výrobní výkres.

Seznam doporučené odborné literatury:

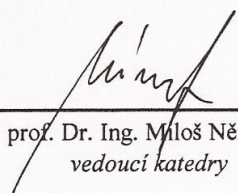
MORAVEC, V. *Mechanické a hydraulické převody. Mechanické převody.* Skripta VŠB-TU Ostrava, 2000, ISBN 80-7078-807-0.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce.* Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3.
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů.* Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1.
MORAVEC, V., PIŠTÁČEK, D. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí.* Skripta VŠB-TU Ostrava, 2006, ISBN 80-248-0980-X.
KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací.* 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky. 3. doplněné vydání.* Albra, 2006, ISBN 80-7361-033-7.
KŘÍŽ, R., VÁVRA, P. *Strojnická příručka.* Praha 1993-1998, 8 svazků, 1. vydání.
Normy, firemní katalogy a prospekty.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

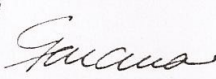
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tadeáš Szlachta, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Roman Golik

Adresa trvalého pobytu autora práce: Kopřivnice, Obránců míru 614

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

GOLIK, R. *Konstrukční návrh dvojkola : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, 58 s. Vedoucí práce: Szlachta, T.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem dvojkola a kontrolou základních částí. V úvodu práce je stručné uživatelské rozdělení tandemů, dále jsou pak seřazeny jednotlivé možné typy rámu vyráběných dvojkol. Z možných typů a vlastních možností byl navrhnutý typ, který byl nazván CLASSIC. Tandem je dimenzovaný na jízdu po silnici a na maximální váhu cyklistů 90kg. Ve skutečnosti je dvojkolo vyrobeno a poskládáno z normalizovaných dílů. Části, které jsou dimenzovány jen pro obyčejné jízdní kolo a jsou nyní namáhány tzv. dvojitým zatížením byly z důvodu bezpečnosti kontrolovány. Dvojkolo je vyrobeno, bezpečné a plně funkční.

BACHELOR OF WORK SUMMARY

GOLIK,R. *Design of Tandem Bicycle: a bachechlор thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2011, 44 p. Supervisor: Szlachta, T

This thesis deals with product design and testing of tandem basic parts. The introduction is a brief user's tandem division, listed below are the different types of frames that can be manufactured wheelsets. Of the possible types and custom options have been suggested the type that was called CLASSIC. Tandem is dimensioned to ride along the road and cyclists maximum weight 90 kg. In fact, the wheelset is made and assembled from standard parts. Parts that are designed only for ordinary bicycle, and are now strained the so-called double burden has been checked for safety. Wheelset is made, safe and fully functional.

Obsah

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů

1	Úvod.....	1
1.1	Cíle práce	1
1.2	Historie jízdního kola.....	1
2	Tandem.....	3
2.1	Dělení tandemů.....	3
2.2	Přehled typů tandemů	5
2.3	Tandem CLASSIC.....	7
2.4	Popis tandemu CLASSIC.....	7
3	Určení výkonu cyklistů	8
3.1	Výpočet výkonu z práce.....	8
3.2	Výpočet výkonu z jízdních odporů - jízda po rovině.....	9
3.3	Výpočet výkonu z jízdních odporů – jízda do kopce.....	10
4	Krouticí moment na klikovém hřídeli a síla na pedálu	12
4.1	Výkon jednoho cyklisty	12
4.2	Krouticí moment.....	12
4.3	Síla na pedálu	13
5	Rám dvojkola.....	14
5.1	Výpočtové předpoklady	14
5.2	Určení reakcí	15
5.3	Určení síly ve vidlici řízení	16
5.4	Určení složek působících na rám.....	17
6	Řešení sil v rámu	18

6.1	Výpočet styčnicku (1).....	18
6.2	Výsledné síly v prutech.....	19
7	Kontrola prutů	20
7.1	Kontrola prutu 6.....	20
7.2	Kontrola prutu 9.....	21
8	Kontrola hnacího řetězu	23
8.1	Součinitel statické bezpečnost řetězu	23
8.2	Součinitel dynamické bezpečnost řetězu	24
8.3	Kontrola otláčení	24
9	Návrh a kontrola svaru řídítek spolujezdce.....	25
9.1	Redukované napětí.....	26
9.2	Kontrola svaru	26
10	Kontrola osy zadního kola.....	27
10.1	Výpočet reakcí.....	27
10.2	Ohybové napětí.....	29
10.3	Součinitel statické bezpečnosti osy	29
11	Kontrola ložisek.....	30
11.1	Určení životnosti ložiska na ose zadního kola	30
11.2	Kontrola ložiska ve vidlici řízení.....	31
12	Závěr	32
13	Seznam použité literatury.....	34
14	Přílohy	35

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Význam	Jednotky
A_C	Práce cyklistů	[J]
A_K	Plocha kloubu řetězu	[mm] ²
C	Dynamická únosnost ložiska	[N]
C_O	Statická únosnost ložiska	[N]
D_6	Velký průměr prutu 6	[mm]
D_9	Velký průměr prutu 9	[mm]
D_{R1}	Průměr převodníku daného zařazeného převodu	[mm]
F_P	Síla na pedálu	[N]
F_R	Síla v řetězu	[N]
F_{Rm}	Síla na mezi pevnosti v řetězu	[N]
F_{RO}	Ekvivalentní statické zatížení ložiska	[N]
F_V	Síla ve vidlici řízení	[N]
G_1	Cosinova složka síly G_A	[N]
G_2	Sinova složka síly G_A	[N]
G_3	Cosinova složka síly G_B	[N]
G_4	Sinova složka síly G_B	[N]
G_C	Tíha cyklisty	[N]
G_{TC}	Tíha tandemu s cyklisty	[N]
H	Hustota vzduchu	[kg·m ⁻³]
M_{K1}	Krouticí moment na klikovém hřídeli	[Nm]
M_L	Odporový moment v ložisku	[Nm]
M_{O1}	Ohybový moment v ose k bodu 1	[Nmm]
M_{O2}	Ohybový moment v ose k bodu 2	[Nmm]
M_{OMAX}	Maximální ohybový moment v ose	[Nmm]
M_{OSX}	Ohybový moment ve svaru v ose X	[Nmm]
M_{OSY}	Ohybový moment ve svaru v ose Y	[Nmm]
M_{OY}	Ohybový moment ve svaru v ose Y	[Nmm]
P_1	Výkon určený z práce cyklistů	[W]
P_2	Výkon určení z jízdních odporů při jízdě po rovině	[W]
P_3	Výkon určení z jízdních odporů při jízdě do kopce	[W]

P_{\max}	Maximální výkon	[W]
P_C	Výkon jednoho cyklisty	[W]
P_L	Ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
Q_{C1}	Celkový jízdní odpor při jízdě po rovině	[N]
Q_{C2}	Celkový jízdní odpor při jízdě do kopce	[N]
Q_K	Jízdní odpor valení kol	[N]
Q_L	Jízdní odpor valení ložiska	[N]
$Q_{\dot{R}}$	Jízdní odpor řetězu	[N]
Q_S	Jízdní odpor stoupání	[N]
Q_{V1}	Jízdní odpor prostředí při jízdě po rovině	[N]
Q_{V2}	Jízdní odpor prostředí při jízdě do kopce	[N]
R_1	Reakce v bodě 1	[N]
R_2	Reakce v bodě 2	[N]
R_A	Reakce v bodě A	[N]
R_B	Reakce v bodě B	[N]
R_{B1}	Reakce v podpoře B	[N]
R_{B2}	Reakce v podpoře B	[N]
$R_{e\ 15\ 230}$	Mez pevnosti materiálu 15 230	[MPa]
$R_{e\ 11\ 343}$	Mez pevnosti materiálu 11 343	[MPa]
S_1	Síla v prutu 1	[N]
S_2	Síla v prutu 2	[N]
S_3	Síla v prutu 3	[N]
S_4	Síla v prutu 4	[N]
S_5	Síla v prutu 5	[N]
S_6	Síla v prutu 6	[N]
S_7	Síla v prutu 7	[N]
S_8	Síla v prutu 8	[N]
S_9	Síla v prutu 9	[N]
S_C	Plocha cyklisty	[m ²]
S_O	Statická bezpečnost ložiska	[-]
S_{P6}	Průřez prutu 6	[mm ²]
S_{P9}	Průřez prutu 9	[mm ²]
S_V	Plocha svaru	[mm ²]

T	Těžiště cyklistů	[-]
W_{Oo}	Modul pružnosti osy v ohybu	[mm ³]
W_{Os}	Modul pružnosti svaru v ohybu	[mm ³]
a	Výška svaru	[mm]
c_x	Tvarový součinitel	[-]
d_3	Malý průměr závitu na ose	[mm]
d_6	Malý průměr prutu 6	[mm]
d_9	Malý průměr prutu 9	[mm]
d_L	Vnější průměr ložiska	[m]
f_K	Součinitel valivého odporu pryž - asfalt	[-]
g	Gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
i	Součinitel odporu valení ložiska	[-]
i_{12}	Převodový poměr daného zařazeného převodu	[-]
k_3	Převodní součinitel pro čelní ruční svařování	[-]
k_4	Převodní součinitel pro boční ruční svařování	[-]
k_{DR}	Dynamická bezpečnost řetězu	[-]
k_{S6}	Statická bezpečnost prutu 6	[-]
k_{S9}	Statická bezpečnost prutu 9	[-]
k_{So}	Statická bezpečnost osy	[-]
k_{SR}	Statická bezpečnost řetězu	[-]
k_{SV}	Statická bezpečnost svaru	[-]
l_p	Délka ramena pedálu	[m]
l_s	Délka svaru	[mm]
l_x	Rameno ohybu svaru v ose X	[mm]
l_y	Rameno ohybu svaru v ose Y	[mm]
m	Počet styčníků	[-]
m_1	Hmotnost tandemu	[kg]
m_2	Hmotnost osob provádějící test	[kg]
m_z	Zadaná maximální hmotnost	[kg]
n_1	Otáčky klikového hřídele	[min ⁻¹]
n_2	Otáčky kola	[min ⁻¹]
o	Obvod kola	[m]

p	Počet prutů	[-]
p_D	Dovolený tlak v kloubu řetězu	[MPa]
p_K	Tlak v kloubu řetězu	[MPa]
p_S	Směrný tlak v kloubu řetězu	[MPa]
t_p	Průměrný čas dosažení koncové rychlosti z počáteční rychlosti	[s]
t_S	Tloušťka svaru	[mm]
v_1	Počáteční průměrná rychlost testu zrychlující jízdy	[km·h ⁻¹]
v_2	Koncová průměrná rychlost testu zrychlující jízdy	[km·h ⁻¹]
v_3	Průměrná okamžitá rychlost testu při jízdě do kopce	[km·h ⁻¹]
v_R	Rychlost řetězu	[m·s ⁻¹]
y	Součinitel rázů v řetězu	[-]
z_1	Počet zubů zařazeného převodníku	[-]
z_2	Počet zubů zařazeného pastorku	[-]
α	Úhel sklonu kopce	[°]
β	Součinitel tloušťky svaru	[-]
λ	Činitel tření v řetězu	[-]
σ_{DS}	Dovolené napětí ve svaru	[MPa]
σ_{Oo}	Ohybové napětí v ose	[MPa]
$\sigma_{red\ S}$	Redukované napětí ve svaru	[MPa]
σ_{t6}	Tahové napětí v prutu 6	[MPa]
σ_{t9}	Tahové napětí v prutu 9	[MPa]
$\tau_{\parallel Y}$	Smykové napětí ve svaru v ose Y	[MPa]
$\tau_{\perp X}$	Ohybové napětí ve svaru v ose X	[MPa]
$\tau_{\perp Y}$	Ohybové napětí ve svaru v ose Y	[MPa]
ω_1	Úhlová rychlost klikového hřídele	[rad·s ⁻¹]

1 Úvod

Bakalářská práce se zabývá konstrukční návrhem dvojkola (dále jen tandem). Tandem byl nejprve vyroben ze základních dílů běžného kola a následně jsou kritické části kontrolovány.

1.1 Cíle práce

Cílem práce bylo navrhnout jízdní kolo pro dvě osoby na jízdu po silnici. Na tandemu může jezdit i jedna osoba. Tandem má být dimenzován na maximální hmotnost jedné osoby je 90 kg. Ze základního přehledu možných řešení vybrat, zdůvodnit a navrhnout vlastní variantu. Nakreslit sestavný výkres tandemu a výrobní výkres vybrané součásti.

1.2 Historie jízdního kola

Jízdní kolo, bylo vynalezeno Karlem von Draisem v roce 1817 v Karlsruhe v dnešním Německu. Původní Draisův vynález neměl ještě pedály, byl poháněn odražením nohama od země jako koloběžka a nazýval se drezína (Obr. 1.1). [1]



Obr.1.1 – Drezína [2]

Na konci 19. století se rozšířila takzvaná vysoká kola (Obr.1.2), která už byla vybavena pedály. Díky velkému přednímu kolu byla více využita síla přenášená z nohou cyklisty na pedál. Toto kolo bylo však velmi nestabilní.[1]



Obr. 1.2 - Vysoké kolo [2]

Roku 1885 se objevil první předchůdce dnešního nízkého kola, „Rover Safety“ (Obr. 1.3), vytvořený Williamem Suttonem a Johnem Starleyem. [1]



Obr. 1.3 - Rover Safety [2]

Začátkem 20. století byla vysoká kola vytlačena víceméně současným typem kol s řetězovým převodem a volnoběžkou. Byly sestrojeny první dvoukolové převody. Ty se dále rozvíjely do dnešní podoby. Dalším mezníkem byl až na přelomu 70. a 80. let vynález horského kola (Obr. 1.4) [1]



Obr. 1.4 – Moderní horské kolo [2]

2 Tandem

Tandem je kolo pro dva nebo i více cyklistů, kteří sedí za sebou. Každý má vlastní pedály, sedlo a řídítka, ale jen první je může otáčet. Rám je zvláštní konstrukce se zvýšenou tuhostí. Existuje také tandem pro cyklisty sedící vedle sebe.

2.1 Dělení tandemů¹

a) Dle použití

- **Tandem silniční** je určen především pro kvalitní povrchy. Díky dvojici jezdců lze vyvinout vysoké rychlosti 40 – 70 km/h. Silniční tandem může mít také podobu fitness kola, kdy silniční kola a komponenty jsou doplněny rovnými řídítky a rychlým řazením.
- **Tandem trekingový** je kompromis mezi rychlým závodním tandemem a tandemem horským. Při použití v cykloturistice jsou zesílené výplety kol a použity kvalitnější brzdy.
- **Tandem "horský"** od trekingového a silničního se liší jen velikostí svých kol a tedy i pevností, průchodností terénem a snadnější ovladatelností. Pro jízdu terénem je pak nutné vybavit tandem odpruženou vidlicí, zesíleným rámem, co nejvyššími brzdami a pevnými výplety.

b) Podle umístění řazení

- U prvního jezdce – kapitána
- U spolujezdce

c) Podle výpletu

- Vpředu i vzadu 36 paprsků – nejlevnější varianta
- Vzadu 40-48 paprsků
- Vzadu i vpředu 40-48 paprsků

¹ Dělení tandemů - Lit [3]

Větší počet paprsků má u tandemového kola vliv nejen na nosnost kola při jeho zatížení, ale u zadního kola také na optimální přenos síly. Praskání výpletu, ke kterému dochází nejčastěji u zadního kola na straně pastorků, je způsobeno sčítající se silou dvou jezdců a tedy nadměrným krouticím momentem a ne přetížením zadního kola. Naprosto nezbytné je pak zesílit výplet u trekkingových tandemů s kotoučovými brzdami.

d) Podle typu brzd

- **V brzdy** mají za sucha při celkové hmotnosti osádky do 160 kg dostatečnou účinnost.
- **Ráfkové hydraulické brzdy** za sucha nejúčinnější tandemové brzdy.
- **Kotoučové hydraulické brzdy** velice účinné a vhodné pro horské tandemy, ale podstatně zatěžují výplety kol.
- **Bubnové brzdy** se používají jako pomocné v kombinaci s ráfkovými brzdami.

Pro tandem je vhodná kombinace dvou odlišných brzdových systémů zvláště při dlouhých sjezdech, kdy při použití pouze ráfkových brzd dochází k přehřátí ráfků a k poškození plášťů, při intenzivním brzdění kotoučovými brzdami pak může dojít k jejich zadření.

e) Podle typu pláště

- **DH / Freeride** - pláště určené pro sjezdy, enduro tratě, těžký terén a náročné podmínky.
- **MTB** - univerzální pláště závodní, pro volný čas, do těžkého terénu anebo silnici.
- **Trekingové** - pláště pro trekingová kola.
- **Silniční** - kategorie silničních i závodních plášťů.
- **Galusky** - galusky a plášťovky pro profesionály i rekreační jezdce.

2.2 Přehled typů tandemů²

Zde jsou vybrány nejzákladnější typy tandemů. Tvar rámu může být i rozdílný vzhledem k požadavkům zákazníka.

a) LAPPI - klasický typ tandemového kola (Obr. 2.1)



Obr. 2.1 – Lappi [4]

b) MRAZEK - tandem (Obr. 2.2) určen pro náročnou sportovní jízdu



Obr. 2.2 – Mrazek [4]

c) MRAZEK FUL - celoodpružená verze tandemu (Obr. 2.3)



Obr. 2.3 – Mrazek Ful [4]

² Přehled typů tandemů – Lit [4]

- d) SPARTA** – atypický tandem (Obr. 2.4) pro pomalou rekreační jízdu, umožňující vzpřímený posez a snadné nastupování



Obr. 2.4 – Sparta [4]

- e) PYTHON** - kombinace tandemu a lehokola (Obr. 2.5) s volnoběžkou umožňující nezávislé šlapání.



Obr. 2.5 – Python [4]

- f) GAMAL** - tandem (Obr. 2.6) jako rehabilitační pomůcka pro osoby se sníženou pohyblivostí s volnoběžkou umožňující nezávislé šlapání.



Obr. 2.6 – Gamal [4]

2.3 Tandem CLASSIC

Při stavbě vlastního tandemu (Obr. 2.7) jsem se nechal inspirovat modely vyráběné firmou TandemServis. Tento typ jsem zvolil z důvodu jednoduchosti tvaru a vzhledem k mým výrobním možnostem.



Obr. 2.7 – Tandem CLASSIC

2.4 Popis tandemu CLASSIC

Tandem (Obr. 2.1) jsem vyrobil za účelem relaxačních jízd po silnicích a mírném terénu pro osobní využití. K jeho výrobě jsem použil díly ze dvou běžných jízdních kol. Prodlužovací ocelové trubky byly ručně svařeny obalovanou elektrodou.

Ovládání přehazovačky, převodníku a zadní brzdy jsem umístil u spolujezdce z důvodu délky ovládacích lanek. Lanka jsou po celé své délce vedena v mazaném bowdenu. U kapitána je pouze ovládání přední brzdy. Brzdy jsou opatřeny kvalitními brzdými špalky pro sportovní cyklistiku, čímž jsem zaručil dobrý brzdný účinek.

U spojovacího řetězu jsem opatřil uprostřed stavěcí kladku, která dlouhý řetěz napíná a správně navádí na řetězové kolo. Její přesné nastavení eliminuje nechtěné padání řetězu.

Na tandemu jsou použity trekkingové pláště na silniční styl jízdy. Pro snadné řízení a bezpečnou jízdu doporučuji rozložení cyklistů v předu těžší a v zadu lehčí cyklista. Jízda jednoho cyklisty je umožněná, ale musí se dbát zvýšené pozornosti v případě potřeby změny převodu. Pro bezpečný provoz na silnicích je tandem doplněn bezpečnostními prvky a příslušenstvím.

3 Určení výkonu cyklistů

Určení výkonu cyklistů je důležité pro výpočet namáhání rámu tandemu a kontrolu hnacího řetězu. Pro přesnější výsledky byl výkon vypočítán ze tří způsobů.

3.1 Výpočet výkonu z práce

Pro výpočet výkonu z práce, byl uskutečněn test. Zrychlující jízda na tandemu po rovině. Změřené a vypočtené hodnoty jsou znázorněny v tab. 3.1.

Tab. 3.1 - Výsledky testu zrychlující jízdy

Jízda č.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Rychlost v_1^* [$\text{km} \cdot \text{s}^{-1}$]	9,8	10,2	9,7	10,2	9,9	10,1	9,7	10,4	10,1	11,2
Rychlost v_2^* [$\text{km} \cdot \text{s}^{-1}$]	38,8	40,1	39,7	42,2	38,9	40,2	39,9	40,1	39,5	42,1
Naměřený čas t^* [s]	16	16	16	16	16	17	15	16	17	16
Aritmetický průměr v_1 [$\text{km} \cdot \text{s}^{-1}$]	10,13									
Aritmetický průměr v_2 [$\text{km} \cdot \text{s}^{-1}$]	40,15									
Aritmetický průměr t_p [s]	16,1									

* Do výpočtů jsou rychlosti převedeny na jednotky $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

a) Práce cyklistů

Vážením jsem zjistil hmotnost kola $m_1 = 28,5$ kg. Test prováděly dvě osoby o celkové hmotnosti $m_2 = 130$ kg. Průměrné hodnoty počáteční rychlosti v_1 a koncové rychlosti v_2 jsou určeny z tab. 3.1.

$$\begin{aligned} A_C &= \frac{1}{2} \cdot (m_1 + m_2) \cdot (v_2 - v_1)^2 = \\ &= \frac{1}{2} \cdot (28,5 \text{ kg} + 130 \text{ kg}) \cdot (11,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} - 2,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2 = 5525,5 \text{ J} \end{aligned} \quad (3.1)$$

b) Výkon cyklistů

Průměrný čas, za který byla práce vykonána, je určen z tab. 3.1.

$$P_1 = \frac{A_C}{t_p} = \frac{5525,5 \text{ J}}{16,1 \text{ s}} = 343 \text{ W} \quad (3.2)$$

3.2 Výpočet výkonu z jízdních odporů - jízda po rovině

Celkový jízdní odpor při jízdě po rovině se skládá z dílčích odporů: odpor v ložiskách a v řetězu, odpor valení kol, odpor prostředí. Celkový jízdní odpor je počítán při dosažené průměrné rychlosti v_2 při jízdě po rovině.

a) Odpor v ložiskách a v řetězu

Odpor valení ložiska je stejný jako odpor v řetězu podle [5].

$$Q_L = Q_{\check{r}} \quad (3.3)$$

Tíha tandemu s cyklisty

$$G_{TC} = (m_1 + m_2) \cdot g = (28,5 \text{ kg} + 130 \text{ kg}) \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 1554,8 \text{ N} \quad (3.4)$$

Odporový moment v ložisku

Odporový moment v ložisku určen dle [5].

$$M_L = \frac{1}{2} \cdot i \cdot G_{TC} \cdot d_L = \frac{1}{2} \cdot 0,009 \cdot 1554,8 \text{ N} \cdot 0,026 \text{ mm} = 0,112 \text{ Nm} \quad (3.5)$$

i – součinitel odporu ložiska (0,02 – 0,002) [5]

b) Odpor v ložisku

$$Q_L = \frac{2 \cdot M_L}{d_K} = \frac{2 \cdot 0,112 \text{ Nm}}{0,670 \text{ mm}} = 0,334 \text{ N} \quad (3.6)$$

c) Odpor valení kol

Odpor valení kol určen dle [5].

$$Q_K = (m_1 + m_2) \cdot g \cdot f_k = (28,5 \text{ kg} + 130 \text{ kg}) \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 0,0025 = 3,88 \text{ N} \quad (3.7)$$

f_k – součinitel valivého odporu pro asfalt – pryž (0,01 – 0,005) [5]

d) Odpor prostředí

Vlivem odporu vzduchu při jízdě po rovině průměrnou rychlostí $v_2 = 11,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ vzniká odpor prostředí dle [5].

$$Q_{v1} = \frac{H \cdot S_C \cdot c_x \cdot v_2^2}{2} = \frac{1,293 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 0,36 \text{ m}^2 \cdot 0,85 \cdot 11,15^2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{2} = 24,6 \text{ N} \quad (3.8)$$

c_x – tvarový součinitel [5]

H – hustota vzduchu [8]

e) Celkový odpor jízdy po rovině

$$Q_{C1} = Q_L + Q_R + Q_K + Q_{V1} = 0,334 \text{ N} + 0,334 \text{ N} + 3,88 \text{ N} + 24,6 \text{ N} = 29,2 \text{ N} \quad (3.9)$$

f) Výkon

Výsledný výkon je určen z celkového odporu při jízdě po rovině rychlostí $v_2 = 11,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, při které byl tento odpor překonán dle [5].

$$P_2 = Q_{C1} \cdot v_2 = 29,2 \text{ N} \cdot 11,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 325 \text{ W} \quad (3.10)$$

3.3 Výpočet výkonu z jízdních odporů – jízda do kopce

Pro určení výkonu z jízdních odporů při jízdě do kopce byl uskutečněn test na kopci o stoupání 12%. Změřené hodnoty jsou zaznamenány v tab. 3.2. Celkový odpor je počítán při dosažené průměrné rychlosti do tohoto kopce v_3 .

Tab. 3.2 - Výsledky testu jízdy do kopce

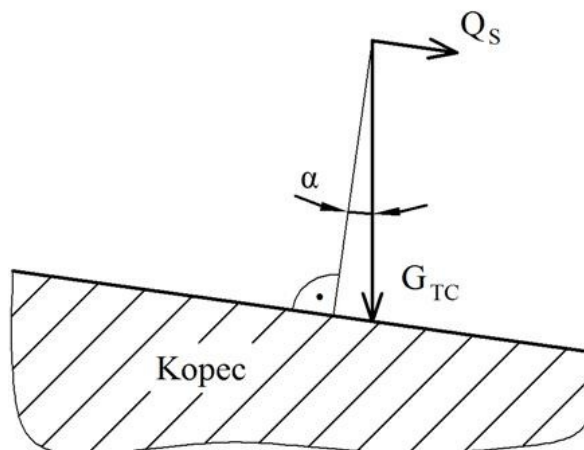
Úsek kopce	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Okamžitá rychlost v_3^* [km/h]	8,5	7,8	8,5	8,8	7,6	9,7	9,6	8,1	8,3	8,8
Aritmetický průměr v_3 [km/h]	8,57									

* Do výpočtů je rychlost převedena na jednotky $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

a) Odpor stoupání

$$Q_S = G_{TC} \cdot \sin \alpha = 1554,8 \text{ N} \cdot \sin 7^\circ = 189,5 \text{ N} \quad (3.11)$$

α – úhel sklonu kopce



Obr. 3.1 – Odpor stoupání

b) Odpor prostředí

Vlivem odporu vzduchu při jízdě do kopce průměrnou rychlostí $v_3 = 2,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ vzniká odpor prostředí dle [5].

$$Q_{v2} = \frac{H \cdot S_C \cdot c_x \cdot v_3^2}{2} = \frac{1,293 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 0,36 \text{ m}^2 \cdot 0,85 \cdot 2,4^2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{2} = 1,13 \text{ N} \quad (3.12)$$

c_x – tvarový součinite [5]

H – hustota vzduchu [8]

c) Celkový odpor jízdy do kopce

$$\begin{aligned} Q_{C2} &= Q_L + Q_R + Q_K + Q_S + Q_{v2} = \\ &= 0,334 \text{ N} + 0,334 \text{ N} + 3,88 \text{ N} + 189,5 \text{ N} + 1,13 \text{ N} = 195,17 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.13)$$

d) Výkon

Výsledný výkon je určen z celkového odporu při jízdě do kopce rychlostí $v_3 = 2,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, při které byl tento odpor překonán.

$$P_3 = Q_{C2} \cdot v_3 = 195,17 \text{ N} \cdot 2,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 468,4 \text{ W} \quad (3.14)$$

4 Krouticí moment na klikovém hřídeli a síla na pedálu

Krouticí moment na klikovém hřídeli je potřebný pro určení síly na pedálu. Tato síla způsobuje zvýšené namáhání rámu tandemu.

4.1 Výkon jednoho cyklisty

Maximální výkon cyklistů

Nejvyšší dosažený výkon je $P_3 = 468,4 \text{ W}$. Navýšením o 3% z důvodu možného rázového přetížení jsem vypočetl maximální výkon.

$$P_{\max} = P_3 + (0,03 \cdot P_3) = 468,4 \text{ W} + 11,6 \text{ W} = 480 \text{ W} \quad (4.1)$$

.

Výkon jednoho cyklisty

$$P_c = \frac{P_3'}{2} = \frac{480 \text{ W}}{2} = 240 \text{ W} \quad (4.2)$$

4.2 Krouticí moment

Otáčky kola

$$n_2 = \frac{v_3}{o} = \frac{142,8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}}{2,1 \text{ m}} = 68 \text{ min}^{-1} \quad (4.3)$$

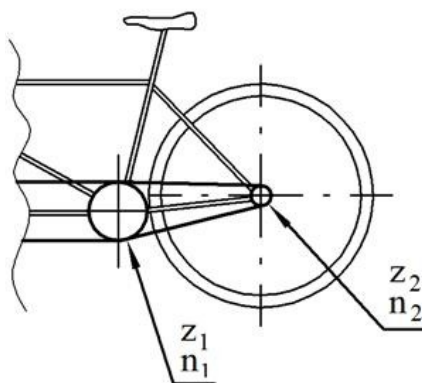
Převodový poměr

Převodový poměr jsem určil z použitého zařazeného převodu 1:1 dle obr. 4.1, při kterém byl dosažen maximální výkon cyklistů.

Převodník 1 $\Rightarrow z_1 = 30$

Pastorek 1 $\Rightarrow z_2 = 24$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{24}{30} = 0,8 \quad (4.4)$$



Obr. 4.1 – Schéma použitého převodu

Otáčky klikového hřídele

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_1 = i_{12} \cdot n_2 = 0,8 \cdot 68 \text{ min}^{-1} = 54,4 \text{ min}^{-1} \quad (4.5)$$

Úhlová rychlost klikového hřídele.

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 54,4 \text{ min}^{-1}}{60} = 5,69 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.6)$$

Krouticí moment na klikovém hřídeli

$$M_{K1} = \frac{P_c}{\omega_1} = \frac{240 \text{ W}}{5,69 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}} = 42,2 \text{ Nm} \quad (4.7)$$

4.3 Síla na pedálu

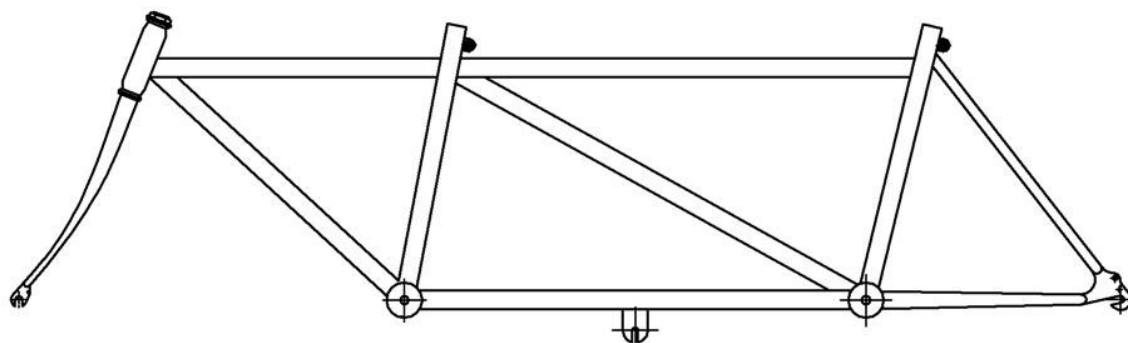
K dosažení patřičného výkonu jednoho cyklisty je nutné vyvodit na pedálu sílu, která zvyšuje namáhání rámu.

Síla na pedálu.

$$F_p = \frac{M_{K1}}{l_p} = \frac{42,2 \text{ Nm}}{0,175 \text{ m}} = 241 \text{ N} \quad (4.8)$$

5 Rám dvojkola

Vlivem zatížení od tíhy cyklistů a jejich šlapáním jsou jednotlivé části rámu namáhány tahem/tlakem. Kontroluji ty prvky, ve kterých vzniká největší napětí s ohledem na průřez daného prutu.



Obr. 5.1 Nákres rámu tandemu

5.1 Výpočtové předpoklady

- a) Rám jízdního dvojkola obr. 5.1, jsem nahradil prutovou soustavou viz. obr. 5.2.
- b) Veškeré výpočty jsou prováděny pro maximální hodnoty zatížení.
- c) Jízdní kolo je při své jízdě prutová soustava staticky neurčitá, proto jsem musel pro výpočet prutovou soustavu nahradit soustavou staticky určitou tím, že přední kolo zapřeme o pevnou překážku [5].
- d) Těžiště cyklistů je určeno z ideální podmínky jízdy na kole, mezi tělem a paží musí být pro správnou jízdu pravý úhel, těžiště je pak zjednodušeně umístěno do středu těla cyklisty [5].
- e) Pro výpočet reakcí není uvažováno s hmotností kola.
- f) Pro výpočtový model jsem zanedbal zvýšení řídítek a sedadel.
- g) Směr dílčích sil od hlavních složek G_A a G_B , jsem určil jako spojnicí těžiště a spojnice trubek v místě řídítek a sedadel.

5.2 Určení reakcí

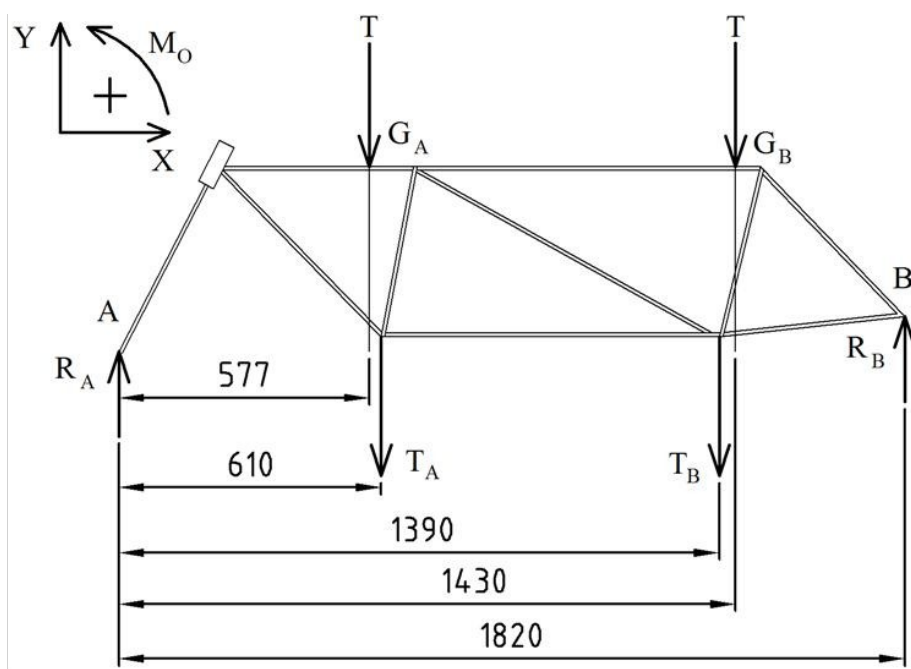
Na zjednodušený výpočtový model rámu (Obr. 5.2) působí maximální zadaná tíha cyklistů 90 kg a v ose klikového hřídele síla na pedál. Ze statické rovnováhy jsou vypočteny reakce.

Tíha cyklisty

$$G_A = G_B = G_C = m_Z \cdot g = 90 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 883 \text{ N} \quad (5.1)$$

Síla na pedál

$$F_A = F_B = F_p = 241 \text{ N} \quad (5.2)$$



Obr. 5.2 – Výpočet reakcí

Silová rovnováha v ose Y

$$R_A + R_B - F_A - F_B - G_A - G_B = 0 \quad (5.3)$$

Momentová rovnováha k bodu A

$$R_B \cdot 1820 \text{ mm} - F_B \cdot 1390 \text{ mm} - G_B \cdot 1430 \text{ mm} - F_A \cdot 610 \text{ mm} - G_A \cdot 577 \text{ mm} = 0 \quad (5.4)$$

a) Výpočet reakce R_B

Reakci R_B jsem vyjádřil z rovnice (5.4)

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{F_1 \cdot 1390 \text{ mm} + G_B \cdot 1430 \text{ mm} + F_1 \cdot 610 \text{ mm} + G_A \cdot 577 \text{ mm}}{1820} = \\ &= \frac{241 \text{ N} \cdot 1390 \text{ mm} + 883 \text{ N} \cdot 1430 \text{ mm} + 241 \text{ N} \cdot 610 \text{ mm} + 883 \text{ N} \cdot 577 \text{ mm}}{1820 \text{ mm}} = \\ &= 1238,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.5)$$

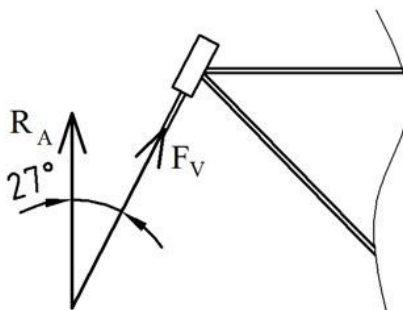
b) Výpočet reakce R_A

Reakci R_B jsem vyjádřil z rovnice (5.4)

$$\begin{aligned} R_A &= F_A + F_B + G_A + G_B - R_B = \\ &= 241 \text{ N} + 241 \text{ N} + 883 \text{ N} + 883 \text{ N} - 1238,5 \text{ N} = 1009,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.6)$$

5.3 Určení síly ve vidlici řízení

Síla ve vidlici řízení namáhá rám tandemu a zatěžuje ložiska ve vidlici řízení podle obr. 5.3.

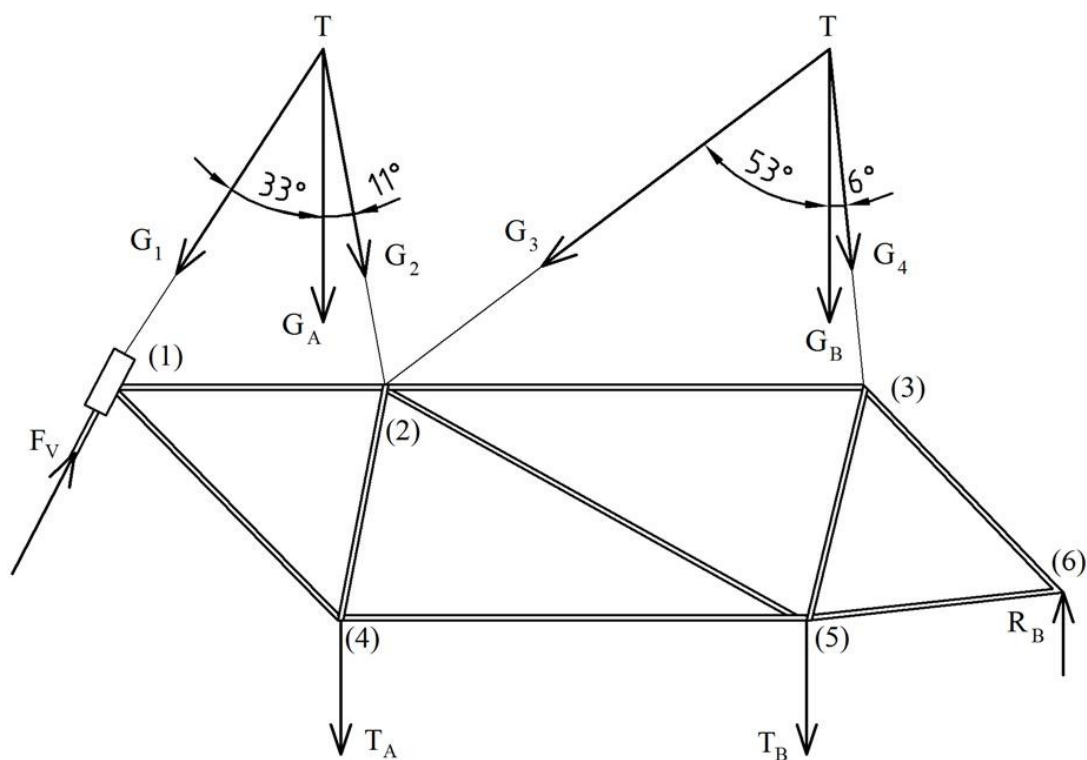


Obr. 5.3 – Síla v přední vidlici

$$F_V = \frac{R_A}{\cos 27^\circ} = \frac{1009,5 \text{ N}}{\cos 27^\circ} = 1132,8 \text{ N} \quad (5.7)$$

5.4 Určení složek působících na rám

Jednotlivé složky od tíhy G_A a G_B působící na rám jsem určil podle obr. 5.4.



Obr. 5.4 – Zatížení rámu

a) Síla G_1

$$\cos 33^\circ = \frac{G_1}{G_A} \Rightarrow G_1 = G_A \cdot \cos 33^\circ = 883 \text{ N} \cdot \cos 33^\circ = 740,5 \text{ N} \quad (5.8)$$

b) Síla G_2

$$\cos 11^\circ = \frac{G_2}{G_A} \Rightarrow G_2 = G_A \cdot \cos 11^\circ = 883 \text{ N} \cdot \cos 11^\circ = 866,7 \text{ N} \quad (5.9)$$

c) Síla G_3

$$\cos 53^\circ = \frac{G_3}{G_B} \Rightarrow G_3 = G_B \cdot \cos 53^\circ = 883 \text{ N} \cdot \cos 53^\circ = 531,4 \text{ N} \quad (5.10)$$

d) Síla G_4

$$\cos 6^\circ = \frac{G_4}{G_B} \Rightarrow G_4 = G_B \cdot \cos 6^\circ = 883 \text{ N} \cdot \cos 6^\circ = 878,1 \text{ N} \quad (5.11)$$

6 Řešení sil v rámu

Pro řešení staticky určité úlohy je nutné, aby platila podmínka.

$$p = 2 \cdot m - 3 \quad (6.1)$$

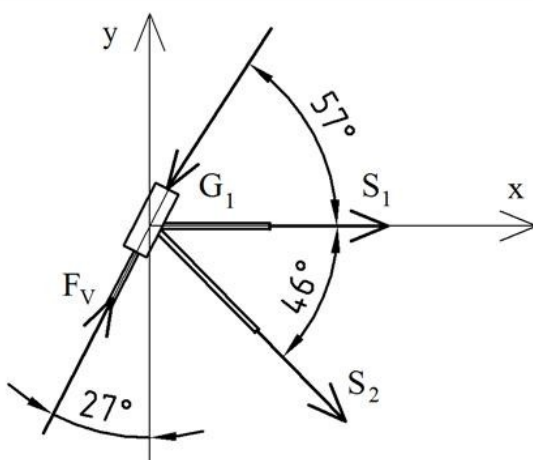
$$9 = 2 \cdot 6 - 3$$

$$9 = 9$$

Podmínka je splněna, je proto možné rám řešit jako staticky určitou prutovou soustavu.

6.1 Výpočet styčnicku (1)

Styčnicků je celkem 6. Pro názornost je uveden výpočet styčnicku 1 podle obr. 6.1.



Obr. 6.1 – Výpočet styčnicku 1

Rovnováha sil v ose Y

Rovnováha sil v ose Y je provedena podle obr. 6.1.

$$F_V \cdot \cos 27^\circ - G_1 \cdot \sin 57^\circ - S_2 \cdot \sin 46^\circ = 0 \quad (6.2)$$

Výpočet síly S_2

Odvození síly S_2 z rovnice (6.2).

$$\begin{aligned} S_2 &= \frac{F_V \cdot \cos 27^\circ - G_1 \cdot \sin 57^\circ}{\sin 46^\circ} = \\ &= \frac{1132,8 \text{ N} \cdot \cos 27^\circ - 740,5 \text{ N} \cdot \sin 57^\circ}{\sin 46^\circ} = 539,8 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.3)$$

Rovnováha sil v ose X

Rovnováha sil v ose X je provedena podle obr. 6.1.

$$F_V \cdot \sin 27^\circ - G_1 \cdot \cos 57^\circ + S_1 + S_2 \cdot \cos 46^\circ = 0 \quad (6.4)$$

Výpočet síly S_1

Odvození síly S_1 z rovnice (6.4).

$$\begin{aligned} S_1 &= G_1 \cdot \cos 57^\circ - F_V \cdot \sin 27^\circ - S_2 \cdot \cos 46^\circ = \\ &= 740,5 \text{ N} \cdot \cos 57^\circ - 1132,8 \text{ N} \cdot \sin 27^\circ - 539,8 \text{ N} \cdot \cos 46^\circ = -485,6 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.5)$$

6.2 Výsledné síly v prutech

Jednotlivé síly v prutech 1 ÷ 9 byly vypočítány a zaznamenány do tab. 6.1.

Tab.6.1 - Výsledné síly v prutech

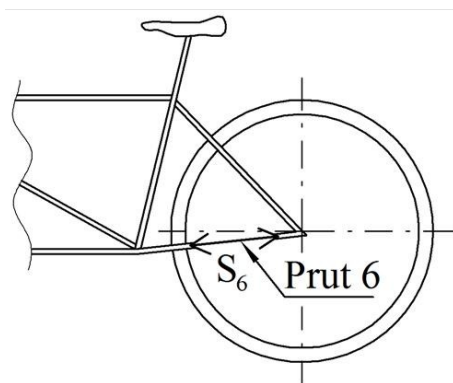
Označení prutu	Označení síly	Typ zatížení prutu	Síla v prutu [N]
1	S_1	- tlak	485,6
2	S_2	+ tah	539,8
3	S_3	- tlak	150,1
4	S_4	+ tah	845,6
5	S_5	+ tah	403,6
6	S_6	+ tah	1086,3
7	S_7	+ tah	259,6
8	S_8	- tlak	1057,6
9	S_9	- tlak	1564,2

7 Kontrola prutů

Z tab. 6.1 jsou vybrány maximální síly v tahu a tlaku. Tyto síly vznikají v prutech 6 a 9, které mají zároveň nejmenší průřez. Vzniká zde největší napětí, proto jsou dále kontrolovány. Zbylé pruty jsou z důvodu menšího zatížení a většího průřezu vyhovující. Tento předpoklad jsem i ověřil.

7.1 Kontrola prutu 6

V prutu 6 je maximální tah, proto je prut kontrolován na sílu S_6 . Umístění prutu je znázorněno na obr. 7.1.



Obr. 7.1 - Kontrola prutu 6

a) Tahové napětí

Předem jsem změřil patřičný průřez prutu, který je namáhán. Protože je prut 6 část uchycení zadního kola, viz obr. 7.1, je nutné tuto sílu vydělit dvěma, aby bylo možné skutečný prut zkontrolovat.

$$\sigma_{t6} = \frac{\frac{S_6}{2}}{S_{p6}} = \frac{\frac{S_6}{2}}{\frac{\pi \cdot (D_6^2 - d_6^2)}{4}} = \frac{\frac{1086,3 \text{ N}}{2}}{\frac{\pi \cdot (16^2 \text{ mm} - 14^2 \text{ mm})}{4}} = 11,5 \text{ MPa} \quad (7.1)$$

b) Součinitel statické bezpečnosti prutu 6

Materiál trubky jsem použil ocel zaručeně svařitelnou s označením 11 343.

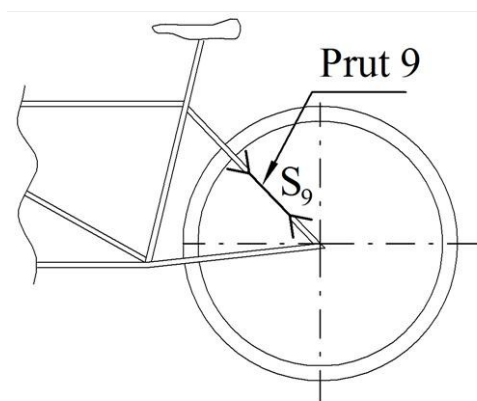
$$k_{s6} = \frac{R_e}{\sigma_{t6}} = \frac{200 \text{ MPa}}{11,5 \text{ MPa}} = 17,3 \quad (7.2)$$

$R_{e11\ 343}$ – mez kluzu materiálu 11 343 [8]

Součinitel bezpečnosti převyšuje minimální hranici dovolené bezpečnosti 1,5. Prut 6 je z hlediska statiky předdimenzovaný. Proto vysoký součinitel bezpečnosti eliminuje případné dynamické rázy a silové navýšení.

7.2 Kontrola prutu 9

V prutu 9 je maximální tlak, proto je prut kontrolován na sílu S_9 . Umístění prutu je znázorněno na obr. 7.2.



Obr. 7.2 - Kontrola prutu 9

a) Tlakové napětí

Předem jsem změřil patřičný průřez prutu, který je namáhán. Protože je prut 9 část uchycení zadního kola, viz obr. 7.2, je nutné tuto sílu vydělit dvěma, aby bylo možné skutečný prut zkontrolovat.

$$\sigma_{t9} = \frac{\frac{S_9}{2}}{S_{p9}} = \frac{\frac{S_9}{2}}{\frac{\pi \cdot (D_9^2 - d_9^2)}{4}} = \frac{\frac{1564,2 \text{ N}}{2}}{\frac{\pi \cdot (12,7^2 \text{ mm} - 10,7^2 \text{ mm})}{4}} = 21,3 \text{ MPa} \quad (7.3)$$

b) Součinitel statické bezpečnosti prutu 9

Materiál trubky jsem použil ocel zaručeně svařitelnou s označením 11 343.

$$k_{s9} = \frac{R_e}{\sigma_{t9}} = \frac{200 \text{ MPa}}{21,3 \text{ MPa}} = 9,4 \quad (7.4)$$

$R_{e \text{ 11 343}}$ – mez kluzu materiálu 11 343 [8]

Součinitel bezpečnosti převyšuje minimální hranici dovolené bezpečnosti 1,5. Prut 6 je z hlediska statiky předimenzovaný. Proto vysoký součinitel bezpečnosti eliminuje případné dynamické rázy a silové navýšení.

8 Kontrola hnacího řetězu

Hnací řetěz je normalizovaný a dimenzovaný na běžné kolo. Z důvodů dvojnásobného přenášeného výkonu je nutné řetěz kontrolovat aby nedošlo k jeho přetržení a otlacení.

a) Určení typu řetězu

Dle rozteče řetězu 12,7 mm jsem určil normalizovaný typ řetězu. Válečkový jednořadý řetěz 08B.

b) Rychlost řetězu

Rychlost řetězu je určena z otáček kliky a průměru převodníku při zařazeném převodu 1:1.

$$v_R = \frac{\pi \cdot D_{R1} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,1 \text{ m} \cdot 54,4 \text{ min}^{-1}}{60} = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.1)$$

Rychlost řetězu je menší než $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, proto odstředivou sílu neuvažují.

c) Síla v řetězu

Síla v řetězu je dána přenášeným maximálním výkonem a jeho rychlostí.

$$F_R = \frac{P_{\max}}{v_R} = \frac{480 \text{ W}}{0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 1714,3 \text{ N} \quad (8.2)$$

8.1 Součinitel statické bezpečnost řetězu

Statická bezpečnost řetězu je dána dovolenou silou na mezi pevnosti a silou v řetězu.

$$k_{SR} = \frac{F_{Rm}}{F_R} = \frac{18200 \text{ N}}{1714,3 \text{ N}} = 10,6 \quad (8.3)$$

F_{Rm} – síla na mezi kluzu v řetězu [8]

Statická bezpečnost je větší než minimální dovolená statická bezpečnost 7. Řetěz z hlediska statické bezpečnosti vyhovuje.

8.2 Součinitel dynamické bezpečnost řetězu

Dynamická bezpečnost řetězu je určena ze statické bezpečnosti. [7]

$$k_{DR} = \frac{k_{SR}}{Y} = \frac{10,6}{1,5} = 12,4 \quad (8.4)$$

Y – činitel rázů v řetězu [8]

Součinitel dynamické bezpečnosti je větší než minimální dovolená dynamická bezpečnost 5. Řetěz z hlediska dynamické bezpečnosti vyhovuje.

8.3 Kontrola otlačení

V čepch řetězu vzniká vlivem tažné síly otlačení.

a) Tlak v kloubu řetězu

Síla v řetězu způsobuje tlak na ploše kloubu řetězu.

$$p_K = \frac{F_R}{A_K} = \frac{1714,3 \text{ N}}{50 \text{ mm}^2} = 34,3 \text{ MPa} \quad (8.5)$$

A_K – průřez kloubu řetězu [8]

b) Dovolený tlak

Dovolený tlak jsem porovnával se skutečným tlakem v kloubu řetězu. [7]

$$p_D = p_s \cdot y \cdot \lambda = 31,9 \text{ MPa} \cdot 1 \cdot 1,24 = 39,5 \text{ MPa} \quad (8.6)$$

p_s – směrný dovolený tlak v řetězu [8]

y – součinitel rázů pro bezrázový provoz [8]

λ – činitel tření pro danou osovou vzdálenost a převodový poměr [8]

Použitý hnací řetěz z hlediska otlačení vyhovuje, ale skutečné otlačení se blíží dovolené hodnotě. Řetěz se používáním otlačí a dojde velkým vůlím na převodníku a pastorku. Je třeba jej po určitém časovém intervalu vyměnit.

9 Návrh a kontrola svaru řídítek spolujezdce

Tíha cyklisty se částečně rozkládá do sedla a do řídítek. Řídítka spolujezdce jsou přivařena k sedlovce kapitána. Svar je namáhán silou působící do řídítek podle obr. 9.1.

a) Síla působící do řídítek

Ve skutečnosti je sedlovka kapitána skloněna o úhel 11° . Proto je síla působící na řídítka pod úhlem 65° .

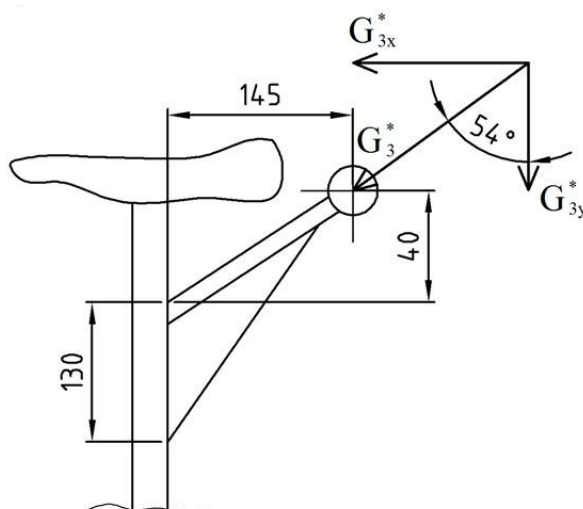
$$G_3^* = G_C \cdot \cos 65^\circ = 883 \text{ N} \cdot \cos 65^\circ = 373,2 \text{ N} \quad (9.1)$$

b) Rozklad síly v řídítkách do osy X a Y

Jednotlivé složky síly G_3^* jsou funkcí úhlu 54° podle obr. 9.1.

$$G_{3X}^* = G_3^* \cdot \sin 54^\circ = 373,2 \text{ N} \cdot \sin 54^\circ = 302 \text{ N} \quad (9.2)$$

$$G_{3Y}^* = G_3^* \cdot \cos 54^\circ = 373,2 \text{ N} \cdot \cos 54^\circ = 219 \text{ N} \quad (9.3)$$



Obr. 9.1 - Schéma zatížení řídítek spolujezdce

c) Ohybové napětí od síly G_{3Y}^*

Síla G_{3Y}^* způsobuje namáhání svaru ohybem. podle obr. 9.1. [6]

$$\tau_{\perp Y} = \frac{M_{OSY}}{W_{OS}} = \frac{G_{3Y}^* \cdot 145 \text{ mm}}{2 \cdot \frac{a \cdot l_Y^2}{6}} = \frac{219 \text{ N} \cdot 145 \text{ mm}}{2 \cdot \frac{2 \text{ mm} \cdot (145 \text{ mm})^2}{6}} = 3 \text{ MPa} \quad (9.4)$$

d) Ohybové napětí od síly G_{3X}^*

Síla G_{3X}^* způsobuje namáhání svaru ohybem podle obr. 9.1. [6]

$$\tau_{\perp X} = \frac{M_{OSX}}{W_{OS}} = \frac{G_{3X}^* \cdot 40 \text{ mm}}{2 \cdot \frac{a \cdot l_X^2}{6}} = \frac{302 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm}}{2 \cdot \frac{2 \text{ mm} \cdot (126 \text{ mm})^2}{6}} = 1,4 \text{ MPa} \quad (9.5)$$

e) Smykové napětí od síly G_{3Y}^*

Plocha svaru je od síly G_{3Y}^* namáhána smykem podle obr. 9.1. [6]

$$\tau_{\parallel Y} = \frac{G_{3Y}^*}{2 \cdot S_v} = \frac{G_{3Y}^*}{2 \cdot a \cdot l_s} = \frac{219 \text{ N}}{2 \cdot 2 \text{ mm} \cdot 126 \text{ mm}} = 0,43 \text{ MPa} \quad (9.6)$$

9.1 Redukované napětí

Z jednotlivých dílčích napětí namáhající svar je nutné určit redukované napětí. [6]

$$\sigma_{red S} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp Y} + \tau_{\perp X}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel Y}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{3 \text{ MPa} + 1,4 \text{ MPa}}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{0,4 \text{ MPa}}{0,65}\right)^2} = 5,9 \text{ MPa} \quad (9.7)$$

9.2 Kontrola svaru

Pro zvolené parametry svaru je nutné určit jejich kontrolu.

a) β – součinitel tloušťky koutového svaru

Součinitel tloušťky koutového svaru je vypočten pro ruční svařování a zvolenou výšku svaru. [6]

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot (1,41 \cdot a) = 1,3 - 0,03 \cdot (1,41 \cdot 2 \text{ mm}) = 1,2154 \quad (9.8)$$

b) Podmínka kontroly

Podmínka kontroly svaru podle [6] pro určený základní materiál 11 343.

$$\sigma_{red S} \leq \beta \cdot \frac{R_{e 11 343}}{k_{SV}} \quad (9.9)$$

$$5,9 \text{ MPa} \leq 1,2154 \cdot \frac{200 \text{ MPa}}{1,5}$$

$$5,9 \text{ MPa} \leq 161 \text{ MPa}$$

$R_{e 11 343}$ – mez kluzu základního svařovaného materiálu 11 343 [8]

Podmínka kontroly svaru je splněna. Navrhnuté parametry svaru jsou vyhovující.

10 Kontrola osy zadního kola

Z důvodů větší reakce než v přední ose jsem kontroloval zadní osu. Osa je ve skutečnosti tvořena tyčí s částečným závitem pro uchycení kola na rám. Kontrola je tedy prováděna na ohyb v průřezu na tomto závitu.

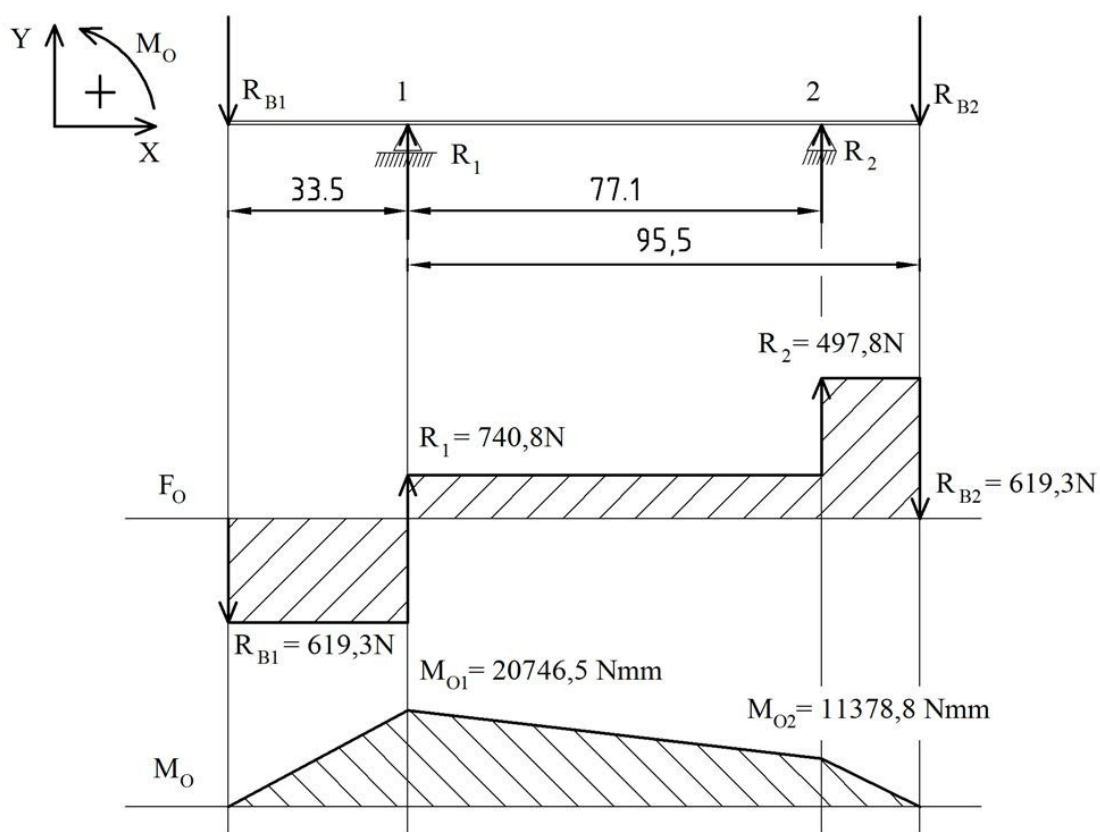
$$R_B > R_A \quad (10.1)$$

$$1238,5 \text{ N} > 1009,5 \text{ N}$$

10.1 Výpočet reakcí

Podmínka reakcí zatěžující osu.

$$R_{B1} = R_{B2} = \frac{R_B}{2} = \frac{1238,5 \text{ N}}{2} = 619,3 \text{ N} \quad (10.2)$$



Obr. 10.1 - Schéma zatížení zadní osy

a) Momentová rovnováha k bodu 1

Momentová rovnováha k bodu 1 podle obr. 10.1.

$$R_{B1} \cdot 33,5 \text{ mm} + R_2 \cdot 77,1 \text{ mm} - R_{B2} \cdot 95,5 \text{ mm} = 0 \quad (10.3)$$

b) Reakce R₂

Výpočet reakce R₂ z rovnice (10.2).

$$\begin{aligned} R_2 &= \frac{R_{B2} \cdot 95,5 \text{ mm} - R_{B1} \cdot 33,5 \text{ mm}}{77,1 \text{ mm}} = \\ &= \frac{619,3 \text{ N} \cdot 95,5 \text{ mm} - 619,3 \text{ N} \cdot 33,5 \text{ mm}}{77,1} = 497,8 \text{ N} \end{aligned} \quad (10.4)$$

c) Silová rovnováha v ose Y

Silová rovnováha v ose X podle obr. 10.1.

$$-R_{B1} + R_1 + R_2 - R_{B2} = 0 \quad (10.5)$$

d) Reakce R₁

Výpočet reakce R₁ z rovnice (10.4).

$$R_1 = R_{B2} + R_{B1} - R_2 = 619,3 \text{ N} + 619,3 \text{ N} - 497,8 \text{ N} = 740,8 \text{ N} \quad (10.6)$$

e) Ohybový moment k bodu 1

Reakce R_{B1} působí k bodu 1 ohybovým momentem podle obr. 10.1.

$$M_{O1} = R_{B1} \cdot 33,5 \text{ mm} = 619,3 \text{ N} \cdot 33,5 \text{ mm} = 20746,5 \text{ Nmm} \quad (10.7)$$

f) Ohybový moment k bodu 2

Reakce R_{B1} a reakce R₁ působí k bodu 2 ohybovým momentem podle obr. 10.1.

$$\begin{aligned} M_{O2} &= R_{B1} \cdot 110,6 \text{ mm} - R_1 \cdot 77,1 \text{ mm} = \\ &= 619,3 \text{ N} \cdot 110,6 \text{ mm} - 740,8 \text{ N} \cdot 77,1 \text{ mm} = 11378,8 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (10.8)$$

Porovnáním vypočtených momentů je zřejmé, že maximální ohybový moment je M_{O1}.

$$\begin{aligned} M_{O1} &= M_{\text{omax}} \\ M_{\text{omax}} &= 20746,5 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (10.9)$$

10.2 Ohybové napětí

Osa kol je částečně tvořena závitem M10x1,5 pro uchycení kola na rám tandemu. Na ohyb je namáhaný malý průměr závitu $d_3 = 8,16$ mm [8]. Materiál osy jsem zvolil 15 230 aby byla zaručená statická bezpečnost. Protože ve skutečnosti použitá osa vyhovuje zatížení a nepodléhá deformaci. Ohybový moment k bodu 1 způsobuje maximální ohybové napětí v ose. [7]

$$\sigma_{00} = \frac{M_{0max}}{W_{00}} = \frac{M_{0max}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{20746,5 \text{ Nmm}}{\frac{\pi \cdot 8,16^3}{32}} = 388,8 \text{ MPa} \quad (10.10)$$

10.3 Součinitel statické bezpečnosti osy

$$k_{So} = \frac{R_{e 15 230}}{\sigma_{00}} = \frac{850 \text{ MPa}}{388,8 \text{ MPa}} = 2,2 \quad (10.11)$$

$R_{e 15 230}$ - mezi kluzu materiálu 15 230 [8]

Vypočtená statická bezpečnost převyšuje běžnou minimální bezpečnost 1,5. Zvolený materiál osy je vhodný. Vyšší bezpečnost v sobě eliminuje případné dynamické rázy.

11 Kontrola ložisek

Osa kol a vidlice řízení je převzata z běžného kola. Proto na tandemu jsou ložiska v těchto částech zatížena dvojnásobně a je nutné je zkontrolovat.

11.1 Určení životnosti ložiska na ose zadního kola

Počítám ložisko v zadní ose kola z důvodu větší reakce než v přední ose.

$$R_B > R_A \quad (11.1)$$
$$1238,5 \text{ N} > 1009,5 \text{ N}$$

a) Určení typu a mechanických vlastností radiálního ložiska

Dle průměru osy jsem volil přibližně normalizované radiální ložisko 6000 ČSN 02 4630 s dynamickou únosností $C = 4750 \text{ N}$ [8], které je dále kontrolováno.

b) Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska v podpoře 1

Ekvivalentní zatížení ložiska je stejné jako reakce v této podpoře, viz obr. 10.1. [7]

$$P_L = 740,8 \text{ N} \quad (11.2)$$

c) Základní trvanlivost ložiska [7]

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_L} \right)^p \cdot 10^6 = \left(\frac{4750 \text{ N}}{740,8 \text{ N}} \right)^3 \cdot 10^6 = 263 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (11.3)$$

d) Životnost ložiska v délce ujetých kilometrů

$$L_{\text{km}} = 0 \cdot L_{10} = 2,1 \text{ m} \cdot 263 \cdot 10^6 = 553580 \text{ km} \quad (11.4)$$

Ujetá vzdálenost daleko přesahuje životnost kola.

11.2 Kontrola ložiska ve vidlici řízení

Síla ve vidlici F_v způsobuje statické namáhání axiálního ložiska ve vidlici řízení.

a) Určení typu a mechanických vlastností axiálního ložiska

Dle průměru vidlice řízení jsem volil přibližné normalizované axiální ložisko 6000 ČSN 02 4730 s statickou únosností $C_0 = 4750 \text{ N}$ [8], které je dále kontrolováno.

b) Ekvivalentní statické zatížení ložiska

Ložisko ve sloupku řízení je zatíženo silou ve vidlici.

$$F_{R0} = F_v = 1132,8 \text{ N} \quad (11.5)$$

c) Součinitel statické bezpečnosti ložiska

Součinitel statické bezpečnosti axiálního ložiska je stanovena pomocí statické únosnosti a ekvivalentního zatížení. [7]

$$S_o = \frac{C_o}{F_{R0}} = \frac{39000 \text{ N}}{1132,8 \text{ N}} = 34,4 \quad (11.6)$$

Součinitel bezpečnosti tohoto ložiska mnohonásobně převyšuje nejnižší dovolenou hodnotu 4. Ložisko ve vidlici řízení je předimenzováno z důvodu velikosti průměru, na kterém je osazeno.

12 Závěr

V úvodu celé práce jsem provedl test pro zjištění výkonu cyklistů. Maximální výkon $P_{\max} = 480 \text{ W}$ byl důležitý pro výpočet síly v pedále $F_p = 241 \text{ N}$, která společně s tíhou každého cyklisty $G_C = 883 \text{ N}$ zvyšuje zatížení rámu tandemu.

Rám tandemu jsem počítal jako staticky určitou prutovou soustavu. Vypočetl jsem jednotlivé síly $S_1 \div S_9$ v prutech. Pro názornost je v práci uveden výpočet prvního styčníku. Z důvodu největších sil a nejmenšího průřezu vzniká maximální tahové a tlakové napětí v části uchycení zadního kola. Pro zvolený materiál prutů 11 343 součinitele bezpečnosti $k_{S6} = 17,3$ a $k_{S9} = 9,4$ mnohonásobně převyšuje minimální dovolenou bezpečnost. Rám je z hlediska zatížení naddimenzovaný.

Spojovací řetěz přenáší výkon jen od kapitána $P_C = 240 \text{ W}$. Není nutné jej kontrolovat. Hnací řetěz už však přenáší maximální výkon obou cyklistů $P_{\max} = 480 \text{ W}$ a bylo potřeba jej kontrolovat na přetržení a otláčení v kloubech. Statický a dynamický součinitel bezpečnosti $k_{SR} = 10,6$ $k_{DR} = 12,4$ přesahují minimální součinitele bezpečnosti a řetěz vyhovuje. Otláčení vznikající v kloubech řetězu $p_K = 34,3 \text{ MPa}$ je však blízko dovolené hodnotě $p_D = 39,5 \text{ MPa}$. Řetěz se otláčí a dojde k vůlím na převodníku a pastorku. Po určitém časovém intervalu bude potřeba hnací řetěz vyměnit.

Tíha cyklistů se částečně rozkládá do sedla a řídítek. Řídítka spolujezdce jsou navařena na sedlovce kapitána. Působením částečné tíhy spolujezdce $G_3^* = 373,2 \text{ N}$ se svar na řídítkách namáhá kombinovaným napětím $\sigma_{redS} = 5,9 \text{ MPa}$. Pro zvolenou výšku $a = 2 \text{ mm}$ a délku $l = 130 \text{ mm}$ svaru bylo nutné svar kontrolovat. Redukované napětí $\sigma_{redS} = 5,9 \text{ MPa}$ je velmi pod hranicí maximálního napětí ve svaru $\sigma_{maxS} = 161 \text{ MPa}$. Svar je tedy vyhovující.

Z důvodu větší reakce v ose zadního kola $R_B = 1238,5 \text{ N}$, bylo potřeba zkontrolovat použitou osu náboje kola. Osa je částečně z obou stran tvořena závitem M10x1,5 pro uchycení kola na rám tandemu. Malý průměr závitu $d_3 = 8,16 \text{ mm}$ je maximálního ohybového momentu $M_{OMAX} = 20\,746,5 \text{ Nmm}$ namáhán ohybovým napětím $\sigma_{Oo} = 388,8 \text{ MPa}$. Aby pro dané podmínky osa vyhovovala, musí být použit kvalitní materiál 15 230.

Větší reakce v ose zadního kola také více zatěžuje použité radiální ložisko. Podle průměru osy na kterém je ložisko osazeno jsem zvolil typ ložiska 6000 ČSN 02 4630. Ložisko jsem počítal na dynamické zatížení a výsledná kilometrová životnost $L_{km} = 553\,580 \text{ km}$ daleko přesahuje dobu užívání tandemu.

Také zvýšená síla ve vidlici řízení zatěžuje axiální ložisko v této části. Podle průměru vidlice řízení jsem zvolil typ ložiska 6000 ČSN 02 4730, které jsem kontroloval staticky. Součinitel statické bezpečnosti $S_0 = 34,4$ přesahuje minimální hodnotu 4, protože použité ložisko je naddimenzováno z důvodu velikosti průměru vidlice řízení, na kterém je osazeno.

Všechny cíle bakalářské práce jsou splněny. Navíc je tandem sestrojen a plně funkční. Všechny kritické části jsou zkontrolovány, je nakreslen sestavný výkres tandemu a výrobní výkres osy šlapadel.



Obr. 12.1 - Tandem CLASSIC

13 Seznam použité literatury

[1] *Jízdní kolo*. [online]. 2002. poslední aktualizace 25.3.2011. [citováno 2011-6-3].

URL:<http://www.cs.wikipedia.org/wiki/Jízdní_kolo

[2] *Obrázky*. [online]. 1998. poslední aktualizace 6.3 2011. [citováno 2011-6-3].

URL:<<http://www.google.cz>

[3] *Jak postupovat při výběru tandemu*. [online]. 2006. poslední aktualizace 2010.

[citováno 2011-6-3].

URL:<<http://www.tandemservis.cz/jak.php>

[4] *Tandemová kola*. [online]. 2006. poslední aktualizace 2010. [citováno 2011-6-3].

URL:<<http://www.tandemservis.cz/katalog.php?order=tandem>

[5] CIBULA,K. *Mechanika jízdního kola*. Vyd.1. Praha: ČVUT, 1996. 90 s.

ISBN 80-01537-8

[6] KALÁB,K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – části spojovací*. Vyd.1.

Ostrava:VŠB, 2009. 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8

[7] KALÁB,K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – části pohonů strojů*. Vyd.1.

Ostrava:VŠB, 2010. 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3

[8] VÁVRA,P. *Strojnické tabulky*. Vyd.1. Úvaly: ALBRA, 2005. 921 s. ISBN 80-7361-

011-6

14 Přílohy

Výkresová dokumentace

Sestavný výkres TANDEM BAK.PR. – KSS02 – 01.00

Výkres součásti OSA ŠLAPADEL BAK.PR. – KSS02 – 01.13.01

CD – ROM

Elektronická forma Bakalářské práce Konstrukční návrh dvojkola

Elektronická forma výkresové dokumentace.

Použitý software

Bakalářská práce byla vytvořena v programu Microsoft Office Word 2007

Úprava obrázku v programu Microsoft Office OneNote 2007

Výkresová dokumentace byla vytvořena v programu AutoCAD Mechanical 2010

Na závěr bych chtěl poděkovat panu Ing. Tadeáši Szlachтови, Ph.D. za odborné vedení při této práci, děkuji panu prof. Dr. Ing. Miloši Němčekovi za praktické rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat firmě Cyklomat za prodej náhradních dílů, rodině Richterové za poskytnutí důležitých částí při stavbě tandemu a všem ostatním, kteří se podíleli na stavbě tandemu a účastnili se jeho testů a jízd.